

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年 3月31日  
Date of Application:

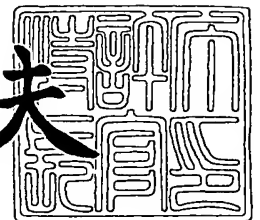
出願番号 特願2003-095185  
Application Number:  
[ST. 10/C]: [JP 2003-095185]

出願人 株式会社椿本チエイン  
Applicant(s):

2003年12月11日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

今井康夫



出証番号 出証特2003-3103182

【書類名】 特許願

【整理番号】 12675

【提出日】 平成15年 3月31日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F16H 7/06  
F16G 13/06

【発明の名称】 ローラチェーン伝動装置

【請求項の数】 1

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府大阪市中央区城見 2 丁目 1 番 6 1 号 株式会社椿  
本チエイン内

【氏名】 岡部 勇

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府大阪市中央区城見 2 丁目 1 番 6 1 号 株式会社椿  
本チエイン内

【氏名】 古賀 朋孝

【特許出願人】

【識別番号】 000003355

【氏名又は名称】 株式会社椿本チエイン

【代表者】 福永 喬

【代理人】

【識別番号】 100111372

【弁理士】

【氏名又は名称】 津野 孝

【電話番号】 0335081851

**【選任した代理人】****【識別番号】** 100119921**【弁理士】****【氏名又は名称】** 三宅 正之**【電話番号】** 0335081851**【選任した代理人】****【識別番号】** 100112058**【弁理士】****【氏名又は名称】** 河合 厚夫**【電話番号】** 0335081851**【手数料の表示】****【予納台帳番号】** 077068**【納付金額】** 21,000円**【提出物件の目録】****【物件名】** 明細書 1**【物件名】** 図面 1**【物件名】** 要約書 1**【包括委任状番号】** 9807572**【包括委任状番号】** 0118003**【包括委任状番号】** 9900183**【プルーフの要否】** 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ローラチェーン伝動装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブシュの両端がそれぞれ一对の内プレートのブシュ孔に嵌着固定され、前記ブシュ内に回転自在に嵌挿されたピンの両端が前記一对の内プレートの両外側に配置された一对の外プレートのピン孔に嵌着固定され、かつ、前記ブシュにローラが外挿されているローラチェーンと当該ローラチェーンと噛み合う歯形を有するスプロケットとからなるローラチェーン伝動装置において、

前記ローラチェーンは、前記ローラの外径  $D$ 、前記ピンの外径  $d$  及び前記内プレートの高さ  $H$  がピッチ  $P$  に対して、

$$0.72P \leq D \leq 0.79P$$

$$0.40P \leq d \leq 0.44P$$

$$0.96P \leq H$$

の関係を満たすとともに、

前記スプロケットは、歯底円弧の半径  $r$  が、

$$0.505D \leq r \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$$

の関係を満たすことを特徴とするローラチェーン伝動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車、産業用機械等の動力伝達機構あるいは搬送機構などに用いられるローラチェーン伝動装置に関するものである。特に、自動車エンジンのタイミングドライブ用（カム軸駆動用）に適したローラチェーン伝動装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

近年、自動車エンジンの動力伝達機構等に用いられる伝動装置には、高荷重、高速化及びメンテナンスフリー化の要請から、従来多用されていた歯付ベルトを用いた伝動装置に代わり、金属製のローラチェーンを用いたローラチェーン伝動

装置の採用が増加している。

#### 【0003】

従来のローラチェーン伝動装置は、図7に示すように、円筒状のブシュ522の両端部がそれぞれ一对の内プレート524のブシュ孔526に嵌着固定され、そのブシュ522にローラ528を回転自在に外嵌した内リンク520（図7（b）参照）と、前記ブシュ522内に回転自在に嵌挿されたピン542の両端が、前記一对の内プレート524の両外側に配置された一对の外プレート544のピン孔546に嵌着固定された外リンク540（図7（c）参照）から構成されるローラチェーン500とそのチェーンに噛み合うスプロケットを構成要素としていた。

#### 【0004】

このような従来のローラチェーン伝動装置に用いられていたローラチェーンとしては、寸法的バランスからローラの外径D及びピンの外径dがローラチェーンのピッチPに対して、いわゆるA系ローラチェーンにおいて、

$0.591 \leq D/P \leq 0.640$  かつ  $0.281 \leq d/P \leq 0.377$   
及びB系ローラチェーンにおいて、

$0.575 \leq D/P \leq 0.670$  かつ  $0.288 \leq d/P \leq 0.389$   
のものが使用されていた（JISB1801参照）。

#### 【0005】

この理由は、 $D/P$ が大きくなり過ぎると、ローラチェーンと噛み合うスプロケットの歯幅が小さくなり過ぎ、スプロケットの歯の強度が問題となり、一方、 $D/P$ が小さくなり過ぎると、ブシュに嵌挿されるピンの外径dが小さくなり、チェーンの強度が低下することが問題となると考えられていたためである。そして、実際には、前記B系ローラチェーンのうち、例えば、JISB1801で「06B」（ISOの呼び番号と一致）と呼ばれるピッチ9.525mm、ローラ外径6.35mm、ピン外径3.28mmのものが、自動車エンジンのローラチェーン伝動装置の動力伝達媒体として多用されていた。

#### 【0006】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、上述したような従来のローラチェーン伝動装置は、高負荷（例えば、4 kN）が発生する自動車のタイミングドライブ用に使用した際には、期待した耐久性を発揮しないものが、ごくわずかであるが存在することが報告された。

#### 【0007】

それ故に、エンジンのさらなる信頼性向上のため、ローラチェーン伝動装置の一層の耐久性向上が焦眉の課題であった。そこで本発明者らが鋭意研究を重ねたところ、他の用途では許容範囲にあるローラチェーンの「伸び＝耐摩耗性」が、タイミングの正確さを追求するカム軸駆動用チェーン、すなわちタイミングチェーンとして用いた場合には、耐久性を決定する重要な課題となっていること及びエンジンの高速化によりチェーンのリンクを連結しているピンに予想以上の負荷が加わっていることが判明した。そのため、従来の寸法的バランスから設定されていたローラチェーンのピッチ $P$ とローラの外径 $D$ 及びピンの外径 $d$ の寸法比（ $D/P$ 、 $d/P$ ）が、必ずしも最適値ではないことが解明された。また、従来のスプロケットの歯幅と歯底半径の寸法的バランスも、スプロケットの耐摩耗性の点で必ずしも最適値ではないことが解明された。

#### 【0008】

そこで、本発明の目的は、ローラチェーン及びスプロケットの形状寸法の最適化を図ることにより、前述したような従来のローラチェーン伝動装置が抱えていた問題点を解消し、耐摩耗性及び強度を向上させ、特に、高速で回転する自動車エンジン用タイミングドライブ用として用いた場合にも、十分な耐久性を発揮するローラチェーン伝動装置を提供することにある。

#### 【0009】

##### 【課題を解決するための手段】

上記の目的を達成するため、本発明は、ブシュの両端がそれぞれ一对の内プレート  
のブシュ孔に嵌着固定され、前記ブシュ内に回転自在に嵌挿されたピンの両  
端が前記一对の内プレートの両外側に配置された一对の外プレートのピン孔に嵌  
着固定され、かつ、前記ブシュにローラが外挿されているローラチェーンと当該  
ローラチェーンと噛み合う歯形を有するスプロケットとからなるローラチェーン  
伝動装置において、前記ローラチェーンは、前記ローラの外径 $D$ 、前記ピンの外

径  $d$  及び前記内プレートの高さ  $H$  が、前記ローラチェーンのピッチ  $P$  に対して、  
 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 、 $0.40P \leq d \leq 0.44P$ 、 $0.96P \leq H$  の  
関係を満たし、前記スプロケットは、歯底円弧の半径  $r$  が、

$$0.505D \leq r \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$$

の関係を満たすような構成とする。

#### 【0010】

ここで、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$  及び  $0.40P \leq d \leq 0.44P$ 、すな  
わち  $0.72 \leq D/P \leq 0.79$  及び  $0.40 \leq d/P \leq 0.44$  とするととも  
に、 $0.96P \leq H$  とするのは、次のような理由による。

#### 【0011】

$d/P$  を  $0.40$  以上とすることにより、ピンが太くなり、ピンの強度が高ま  
り、高負荷又は高速回転時におけるピン折れが解消される。一方、 $d/P$  を  $0.44$   
以上とすることは、ブシュ及びローラの肉厚を極端に薄くすることを強いら  
れ、かえって、チェーンの強度を低下させるため好ましくない。

#### 【0012】

また、ブシュ及びローラの耐衝撃性を低下させないためには、ブシュ及びロー  
ラの肉厚は、従来の肉厚を維持する必要がある。そのため、 $D/P$  の値は、 $d/P$   
の値を、 $0.40 \leq d/P \leq 0.44$  とするのに呼応して、 $0.72 \leq D/P$   
 $\leq 0.79$  とした。

#### 【0013】

さらに、 $0.40 \leq d/P \leq 0.44$  としたことにより、従来よりブシュ径も  
大きくなる。そのため、内リンクの最小断面積（すなわちブシュ孔の中心を通る  
垂直断面積）が減少し、内リンクの強度が低下する。そこで、従来、ピッチ  $P$  の  
 $86\%$  程度であった内リンクの高さ  $H$  を  $96\%$  以上まで大きくすることにより、  
最小断面積の減少を抑えた。

#### 【0014】

一方、ローラチェーンとともに使用され、伝動装置を構成するスプロケットと  
しては、ISO 606 (BS 228) にある基準寸法計算式に準じて計算された  
歯形のもものが使用されるが、具体的には、歯底円弧の半径  $r$  が、

$$0.505D \leq r \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$$

の関係を満たすことにより、前記ローラチェーンとの噛み合い及び噛み外れの際の円滑な運動が確保される。歯底円弧の半径がこの範囲を逸脱すると、チェーンからスプロケットへの回転トルクの伝達効率が低下するため好ましくない。

#### 【0015】

##### 【作用】

本発明のローラチェーンは、ローラの外径D及びピンの外径dがローラチェーンのピッチPに対して、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$  及び  $0.40P \leq d \leq 0.44P$  の関係を満たすとともに、内プレートの高さHが、 $0.96P \leq H$  の関係を満たすようにしたことによって、ピンが太くなり、ピン破断強さが飛躍的に向上し、長期に亘り、円滑に屈曲摺動する。

#### 【0016】

また、ピンが太くなることにより、ピンとブシュの接触面積が増大するためピンとブシュに加わる接触応力が減少し、その結果としてピン及びブシュの摩耗、すなわちチェーンの伸びが抑制され、長期に亘り、スプロケットとの正確な噛み合いが実現する。さらに、内リンクの最小断面積が増大するため、内リンクのブシュ圧入部近傍への応力集中が回避される。

#### 【0017】

さらに、スプロケットとして、歯底円弧の半径rが、

$$0.505D \leq r \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$$

の関係を満たすものを用いたことにより、チェーンのローラ外径が従来のものよりも大きくなった分、スプロケットの歯底円弧の半径rも大きくなり、その結果、ローラとスプロケットの接触面圧が従来のものと比較して小さくなり、高負荷においてもスプロケットの歯摩耗が抑制される。

#### 【0018】

##### 【発明の実施の形態】

本発明の実施の形態を実施例に基づき、図1乃至図6を参照して説明する。

#### 【0019】

図1は、本発明のローラチェーン伝動装置の全体構成図である。100は、ロ



ーラチェーンであり、S1は駆動側スプロケット、S2は従動側スプロケットである。Gaは、テンショナTと協働して、ローラチェーン100に摺接して適切な張力を付与する可動ガイドであり、Gbは、ローラチェーン100の走行軌跡をガイド規制する固定ガイドである。

#### 【0020】

図2は、本発明のローラチェーン伝動装置に用いられるローラチェーン100の一例を示しており、(a)が平面図であり、(b)が側面図である。なお、(a)は、ローラチェーンの内部構造がわかるように、その一部を断面図として描いている。

#### 【0021】

このローラチェーン100は、円筒状のブシュ122の両端部がそれぞれ一対の内プレート124のブシュ孔126に嵌着固定され、そのブシュ122にローラ128を回転自在に外嵌した内リンク120と、前記ブシュ122内に回転自在に嵌挿されたピン142の両端が、前記一対の内プレート124の両外側に配置された一対の外プレート144のピン孔146に嵌着固定された外リンク140から構成されている。

#### 【0022】

ローラの外径D及びピンの外径dは、ローラチェーンのピッチPに対して、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$  及び  $0.40P \leq d \leq 0.44P$  の関係を満たすとともに、内プレートの高さHは、ピッチPに対して、 $0.96P \leq H$  の関係を満たすように各部位の寸法を設定した。

#### 【0023】

本実施例では、ローラの外径Dが7.06mm、ピンの外径dが3.95mm、ピッチPが9.525mm及び内プレートの高さHが9.3mmであるローラチェーンを用いて伝動装置を構成した。すなわち、 $D/P = 0.741$ 、 $d/P = 0.415$ 、 $H/P = 0.976$  であり、いずれも上記の関係式を満たしている。

#### 【0024】

次に本実施例によるローラチェーン伝動装置の特性について、図3乃至図6に

示した測定結果に基づき詳述する。なお、各測定において、従来例として用いたローラチェーン伝動装置は、JIS B 1801で「06B」（ISOの呼び番号と一致）と呼ばれるピッチ9.525mm、ローラ外径6.35mm、ピン外径3.28mm、内プレートの高さが8.26mmのローラチェーンを用いた伝動装置を使用した。

#### 【0025】

図3は、ローラチェーン伝動装置に使用したローラチェーンの伸び率(%)について、測定した結果を示す。試験方法としては、歯数が18枚と36枚の2つのスプロケットにリンク数が96のローラチェーンを循環掛張し、張力を2.0kNに維持しつつ毎分6500回転で回転させ、チェーンの伸び指数(%)を計測した。図3で、実線が本実施例に用いたローラチェーンによる測定結果を示しており、破線は、従来のローラチェーンの測定結果を示している。

#### 【0026】

図3からわかるように、本実施例に用いたローラチェーンは、200時間経過後の伸び率が従来品の約70%に抑えられている。さらに、ピンとブシュの接触応力について測定したところ、本実施例のローラチェーンは、従来品に比べて接触応力が10%近く低減されており、この接触応力の低減により、上記のように伸び率が抑えられたものと推察される。

#### 【0027】

図4は、上記のローラチェーンの伸び試験に使用したスプロケットの歯摩耗量について、測定した結果を示す。この図から明らかなように、本実施例に用いたスプロケットは、従来品に用いられているスプロケットと比較して、摩耗量が約30%低減している。これは、本実施例に用いたスプロケットは、ローラチェーンのローラ外径が従来のものより大きくなった分、スプロケットの歯底円弧の半径も大きくなり、その結果、ローラとスプロケットの接触面圧が従来品に比較して小さくなったためと推察される。

#### 【0028】

図5は、本発明に用いたローラチェーンのピン破断強さ(kN)について、測定した結果を示す。試験方法としては、5リンク以上のローラチェーンを引張試

験機に取り付けて、ピンがどれぐらいの引張荷重に耐えられるかを測定した。図 4 からわかるように、本実施例に用いたローラチェーンは、従来品に比べてピンの破断強さが 1.5 倍近く向上している。

#### 【0029】

図 6 は、本発明に用いたローラチェーンの回転疲れ限度 (kN) について、測定した結果を示す。回転疲れ限度とは、所定回数の繰返し荷重により疲れ破壊を起こさない荷重限界のことであり、試験方法としては、JIS B 1801 (1997 年改訂) で規定された方法を用いて測定した。

#### 【0030】

図 6 からわかるように、本実施例のローラチェーンは、従来品に比べて疲れ限界が 1.5 倍近く向上している。これは、内プレートの高さ H をピッチ P の 96 % 以上としたことにより、内プレートの最小断面積が増大し、この箇所への応力の集中が回避されたことによるものと推察される。

#### 【0031】

上記の例では、ローラの外径 D が 7.06 mm、ピンの外径 d が 3.95 mm、ピッチ P が 9.525 mm 及び内プレートの高さ H が 9.3 mm であるローラチェーンを用いたが、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 、 $0.40P \leq d \leq 0.44P$  及び  $0.96P \leq H$  の関係を満たしさえすれば、上述の試験結果と同様、伸び率、破断強さ、回転疲れ限界の点で、従来のローラチェーンに対して有意な特性の向上が確認された。

#### 【0032】

なお、本実施例に使用されるスプロケットは、チェーンのローラ径が大きくなる分、スプロケットの歯幅が小さくなるが、ローラチェーンのローラの外径 D に基づき、基準寸法計算式にしたがって決められた寸法内のスプロケットであれば、強度の点で問題ないことが確認された。具体的には、歯底円弧の半径 r が、 $0.505D \leq r \leq 0.505D + 0.069\sqrt{D}$  の関係を満たすものを用いる。本実施例では、歯底円弧の半径が 3.63 mm のスプロケットを使用した。また、歯形については、S 歯形、U 歯形、ISO 歯形のいずれでも使用することができる。

## 【0033】

上述したように、チェーンのローラ径が大きくなる分、スプロケットの歯幅が小さくなるため、伝動装置全体の信頼性をさらに高めるという観点から、スプロケットの材質及び熱処理を工夫して、スプロケットの強度を向上させることが好ましい。

## 【0034】

## 【発明の効果】

以上説明したように、本発明のローラチェーン伝動装置は、ローラチェーンとして、ローラの外径 $D$ 、ピンの外径 $d$ 、内プレートの高さ $H$ が、ピッチ $P$ に対して、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 、 $0.40P \leq d \leq 0.44P$ 、 $0.96P \leq H$ の関係を満たすものを用い、スプロケットとして、歯底円弧の半径 $r$ が、 $0.505D \leq r \leq 0.505D + 0.069\sqrt{D}$ の関係を満たすものを用いたことによって、ローラチェーンのピンが太くなり、ピン破断強さが飛躍的に向上し、高負荷で回転する自動車エンジンのタイミングドライブ用として使用した場合であっても、経年劣化によりチェーンのピンが折れることがない。さらに、内プレートの最小断面積が増大するので、内プレートのブシュ圧入部近傍への応力の集中が回避され、内プレートへのクラック（亀裂）発生等が抑制される。

## 【0035】

また、ピンが太くなることにより、ピンとブシュの接触面積が増大するためピンとブシュに加わる接触応力が減少し、その結果としてピン及びブシュの摩耗が抑制され、チェーン伸び率が低減され、製品寿命が延びる。さらにローラとスプロケットの接触面圧が従来のもものと比較して小さくなり、高負荷時においてもスプロケットの歯摩耗が抑制され、耐久性、信頼性が向上する。特に、タイミングドライブ用として使用した場合には、長期に亘って、タイミングの正確さが確保され、しかも、ローラの使用により静粛性も向上し、自動車の省エネ化、低騒音化に寄与する。

## 【0036】

本発明は、自動車エンジンのタイミングドライブ用等、高速で回転するローラチェーン伝動装置の寿命を決定する原因を究明し、チェーンの伸びや破断のメカ

ニズムを踏まえて、伝動装置を構成するローラチェーン及びsprocketの寸法比の最適化を図ったことにより、きわめて再現性良くローラチェーン伝動装置の耐久性を向上させることができる点で産業上の技術的意義はきわめて大きい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明のローラチェーン伝動装置の全体を示す平面図。

【図 2】 本発明に使用されるローラチェーンの一部を示す平面図。

【図 3】 本発明に使用されるローラチェーンの伸び率試験の結果を示す図

。

【図 4】 本発明に使用されるsprocketの歯摩耗試験の結果を示す図。

【図 5】 本発明に使用されるローラチェーンの破断強さ試験の結果を示す図。

【図 6】 本発明に使用されるローラチェーンの回転疲れ限度試験の結果を示す図。

【図 7】 従来品に使用されるローラチェーンの一部を示す斜視図で、（a）はチェーン全体、（b）は内リンク、（c）は外リンクを示す。

【符号の説明】

100、500	ローラチェーン
120、520	内リンク
122、522	ブシュ
124、524	内プレート
126、526	ブシュ孔
128、528	ローラ
140、540	外リンク
142、542	ピン
144、544	外プレート
146、546	ピン孔
S1	駆動側sprocket
S2	従動側sprocket
Ga	可動ガイド

G b

固定ガイド

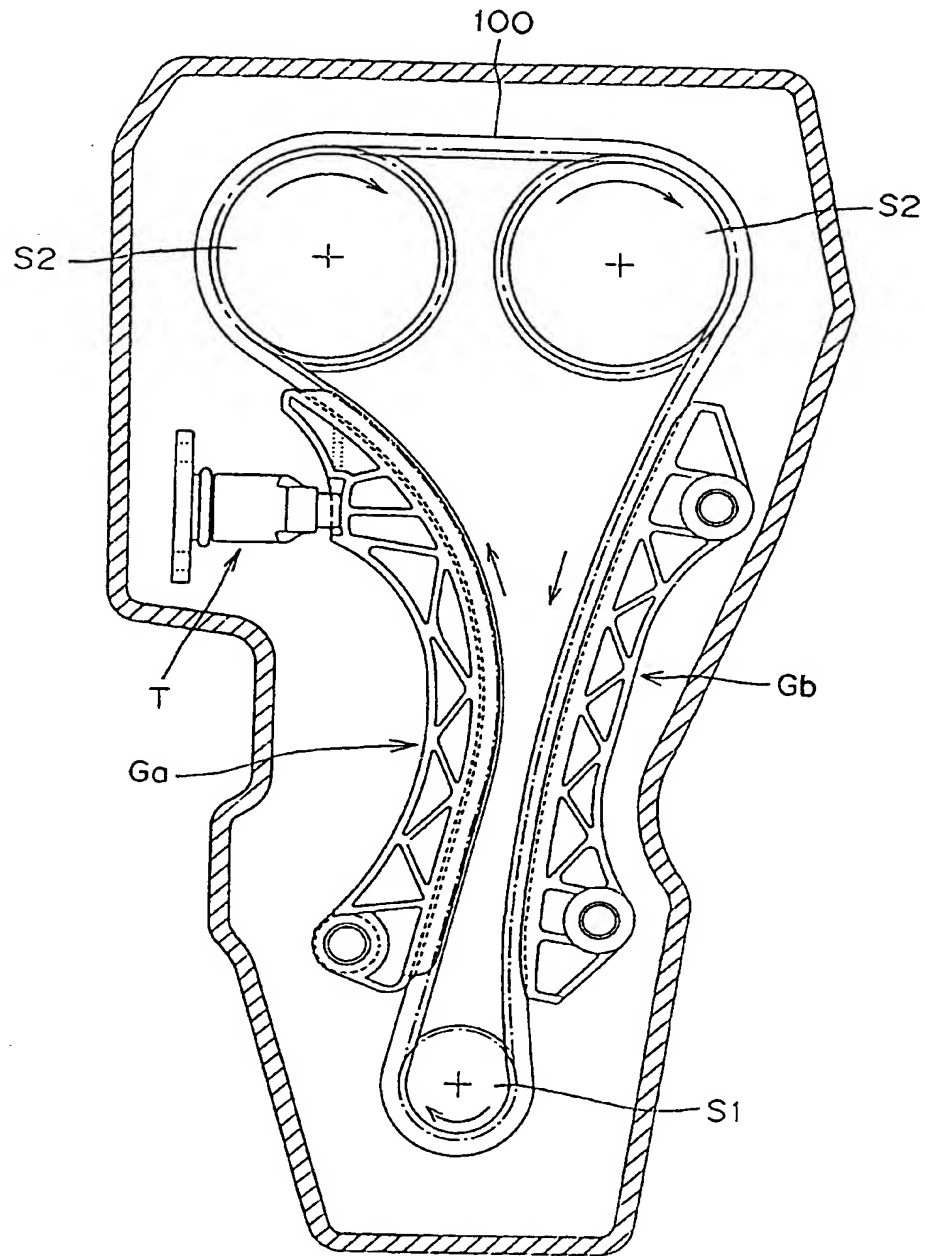
T

テンショナ

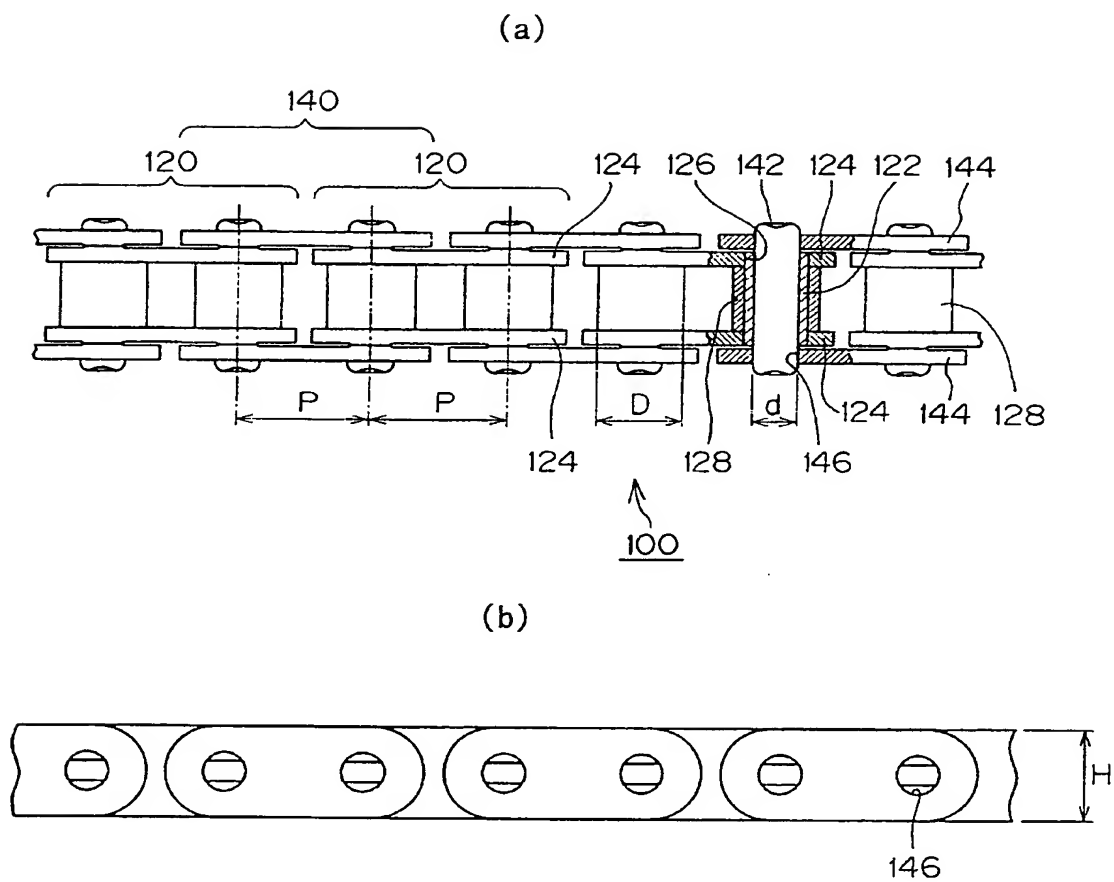
【書類名】

図面

【図 1】

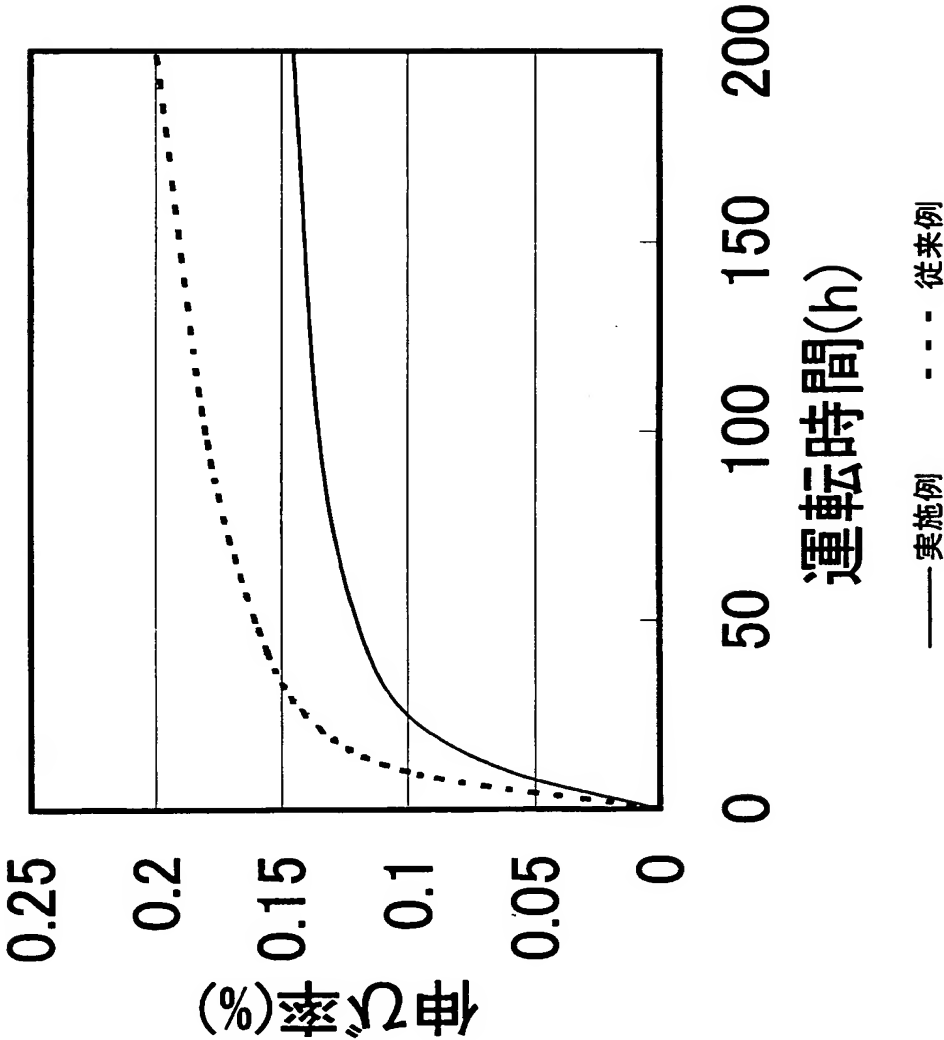


【図 2】

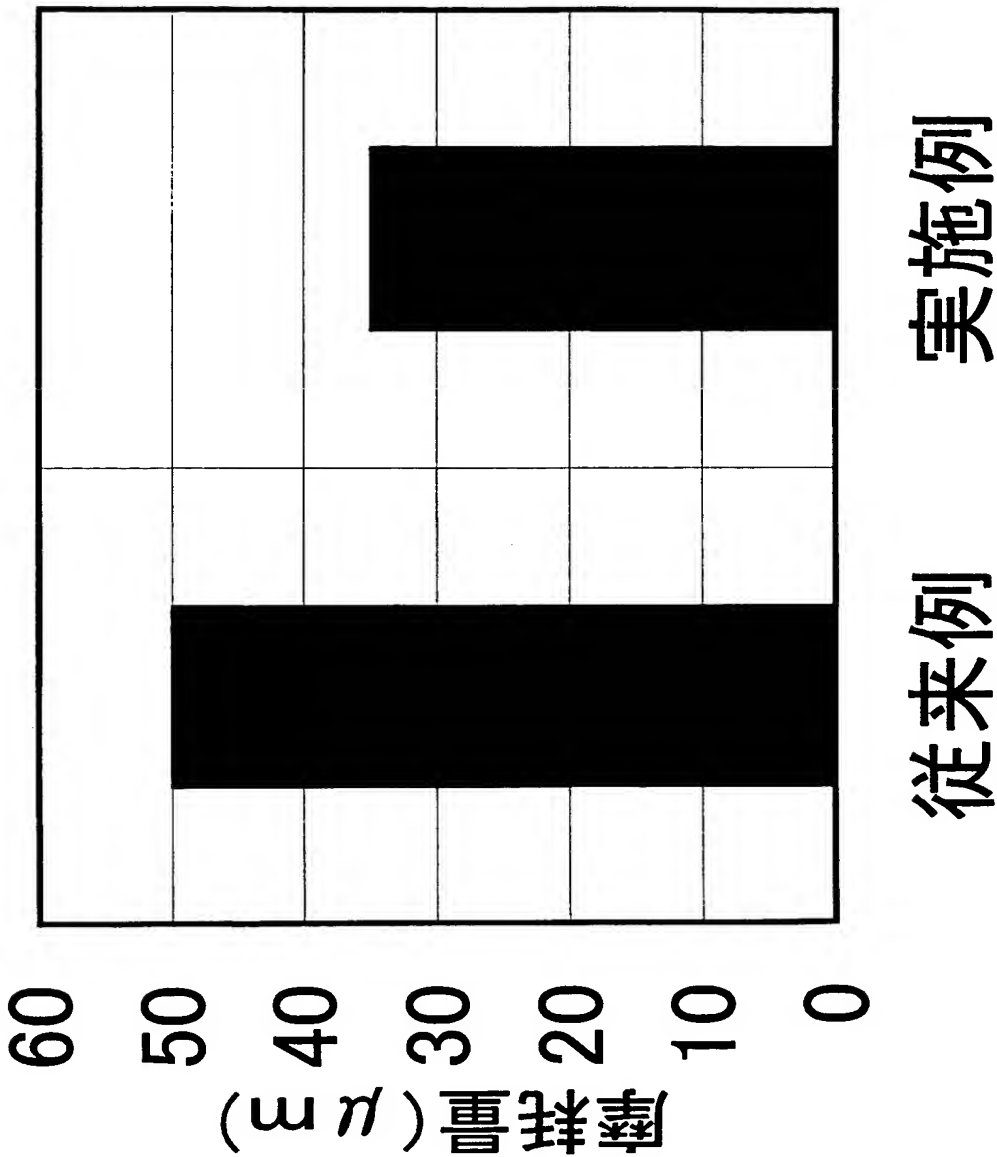




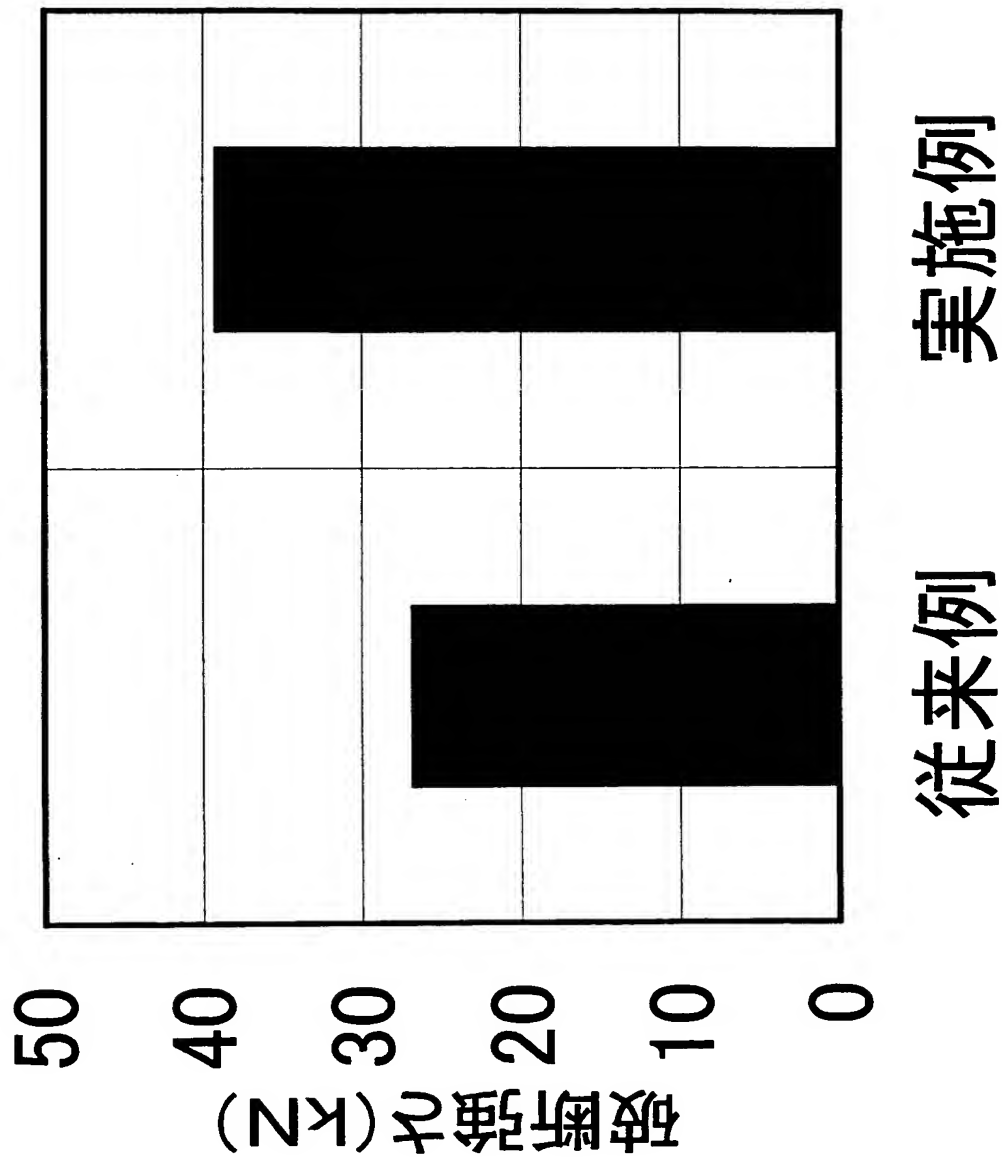
【図 3】



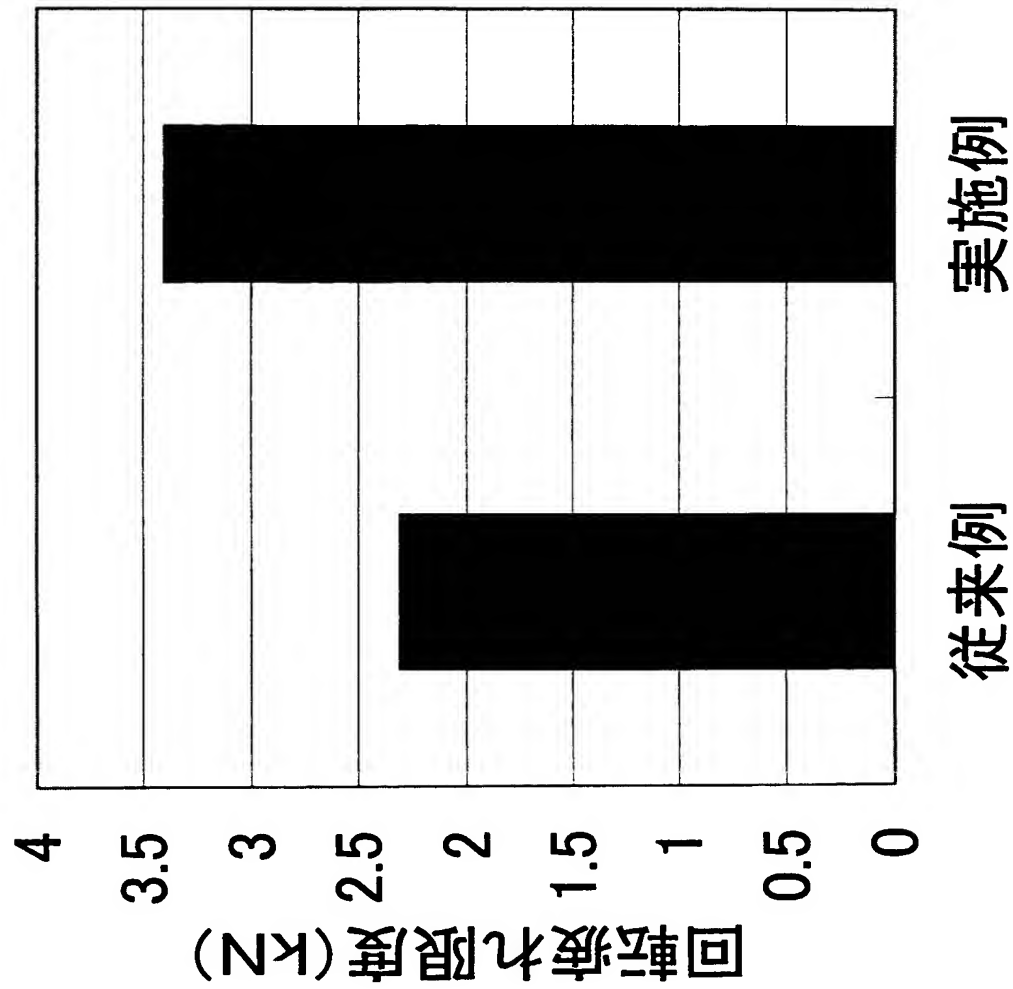
【図 4】



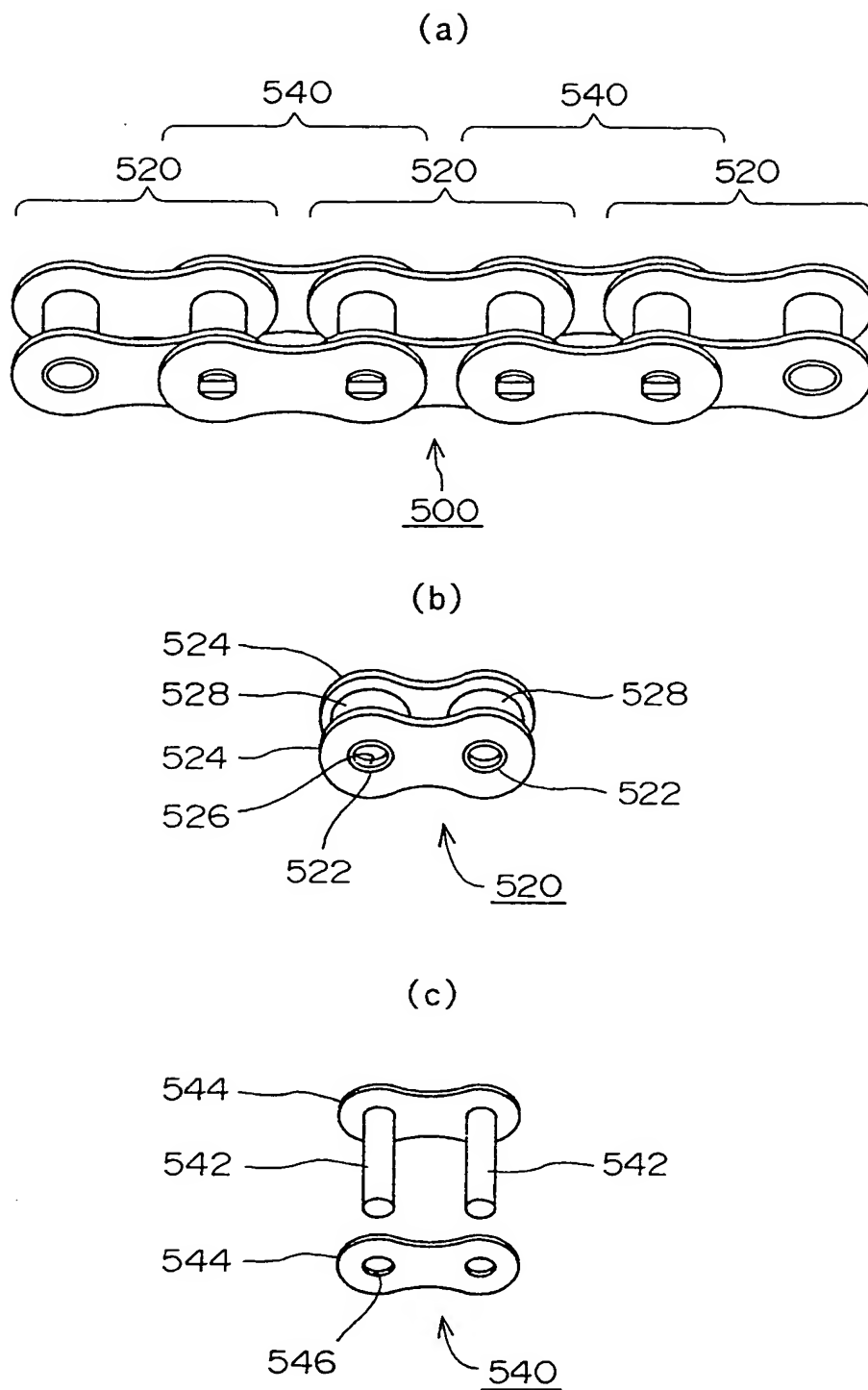
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 高負荷時における耐摩耗性及び強度を向上させ、十分な耐久性を発揮するローラチェーン伝動装置を提供すること。

【解決手段】 ブシュの両端がそれぞれ一对の内プレートのブシュ孔に嵌着固定され、前記ブシュ内に回転自在に嵌挿されたピンの両端が前記一对の内プレートの両外側に配置された一对の外プレートのピン孔に嵌着固定され、かつ、前記ブシュにローラが外挿されたローラチェーンと当該ローラチェーンと噛み合う歯形のスプロケットとからなるローラチェーン伝動装置において、前記ローラチェーンは、前記ローラの外径 $D$ 、前記ピンの外径 $d$ 及び前記内プレートの高さ $H$ がピッチ $P$ に対して、 $0.72P \leq D \leq 0.79P$ 、 $0.40P \leq d \leq 0.44P$ 、 $0.96P \leq H$ の関係を満たし、前記スプロケットは、歯底円弧の半径 $r$ が、 $0.505D \leq r \leq 0.505D + 0.069\sqrt[3]{D}$ の関係を満たす構成とする。

【選択図】 図1



特願 2003-095185

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000003355]

- |          |                     |
|----------|---------------------|
| 1. 変更年月日 | 2001年10月 1日         |
| [変更理由]   | 住所変更                |
| 住 所      | 大阪府大阪市中心区城見2丁目1番61号 |
| 氏 名      | 株式会社椿本チエイン          |
|          |                     |
| 2. 変更年月日 | 2003年 7月 1日         |
| [変更理由]   | 住所変更                |
| 住 所      | 大阪府大阪市北区小松原町2番4号    |
| 氏 名      | 株式会社椿本チエイン          |